

⑫ 公開特許公報(A) 平4-60116

⑤ Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	⑬ 公開 平成4年(1992)2月26日
F 02 B 29/04	5 0 4	S 6502-3G	
F 01 P 7/16		B 6848-3G	
F 02 B 29/04		R 6502-3G	
		Z 6502-3G	
F 02 M 31/04		B 8923-3G	
31/10		A 8923-3G	
		B 8923-3G	
審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)			

⑭ 発明の名称 過給機付エンジンの吸気温度制御装置

⑯ 特 願 平2-173575

⑰ 出 願 平2(1990)6月29日

⑱ 発 明 者 安 藤 滋 東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会社スバル研究所
内

⑲ 出 願 人 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

⑳ 代 理 人 弁理士 小橋 信淳 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

過給機付エンジンの吸気温度制御装置

2. 特許請求の範囲

エンジンのウォータージャケットと主ラジエータとの間に、上記エンジンを冷却する冷却水が循環するエンジン冷却水通路を連通形成すると共に、エンジン冷却水温度が所定温度より低い温度の時に上記主ラジエータをバイパスする第1切換弁とバイパス通路とを有し、上記エンジンの吸気通路に設けられたインタークーラと副ラジエータとの間に、上記エンジンに設けられた過給機からの過給空気を冷却する冷却水が循環する吸気冷却水通路を連通形成してなる過給機付エンジンにおいて、

上記吸気通路に、上記インタークーラと並列にインターヒータを配設し、

上記エンジンの負荷が高負荷領域では上記インタークーラ上流側を、高負荷領域以外では上記インターヒータ上流側を、それぞれ上記吸気通路へ選択的に切換え連通する吸気切換弁を設け、

上記エンジン冷却水通路の第1切換弁上流側に、エンジン冷却水温度が所定温度以上になった時に切換えられる第2切換弁を設け、

上記インターヒータの冷却水流入口を、上記第2切換弁を介して上記エンジン冷却水通路へ連通形成すると共に、上記インターヒータの冷却水出口を、上記エンジン冷却水通路の第1切換弁と第2切換弁との間の上記エンジン冷却水通路へ連通形成したことを特徴とする過給機付エンジンの吸気温度制御装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、車両用過給機付エンジンの吸気温度制御に関し、詳しくは過給空気の冷却を行なう反面、低負荷時に吸気を加温することに関する。

〔従来の技術〕

過給機付エンジンでは、高負荷領域における出力向上に対し、高い充填効率を得るために、過給空気を冷却するインタークーラを有している。また低温時およびエンジン低負荷領域において、良

好な燃焼を得るために、吸気を加温して燃料の霧化を向上させる加温手段を設けることが知られている。

例えば、特開昭62-218618号公報には、エンジン出力軸により駆動されるコンプレッサからの冷媒によって車室内を冷房する冷凍回路を利用して、吸気通路に配設した熱交換部を、エンジン高負荷時にエバポレータとして作用させて吸気冷却を行ない、エンジン冷機時には熱交換部をコンデンサとして作用させて吸気加熱を行なうことが示されている。

さらに、実開昭60-26234号公報には、インタークーラ内に、熱交換器構造を通る通路と熱交換器構造を通らない直接的通路とが分離形成され、両通路への空気の流れを切替える弁装置を配置したことが示されている。

また、実開昭60-78929号公報には、主ラジエータを有するエンジンブロック冷却水系と副ラジエータを有する過給気冷却水系とを接続管路で互いに接続し、エンジンブロック冷却水温が

設定値を越えた時に、切換弁によりエンジンブロック冷却水系の冷却水の一部を過給気冷却水系に循環させることが示されている。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところで、上記第1の先行技術では、高負荷時に車室内冷房を確保すると共に、吸気の冷却を行なう場合には冷凍能力を上げる必要があるため、コンプレッサの圧縮仕事が大となり、エンジンのコンプレッサ駆動損失が大となるという問題点がある。

第2の先行技術では、過給状態では空気が熱交換器構造を通ることで冷却され、無過給状態では空気が直接的通路を通ることで非冷却とされるけれど、燃料の霧化向上は期待できない。

第3の先行技術では、エンジンブロック冷却水温が設定値を越えた時に、エンジンブロック冷却水系の冷却水の一部を過給気冷却水系に循環させて、エンジンブロック冷却水系の一部冷却水が副ラジエータへ流通することにより、エンジンブロック冷却水系の冷却水温度を低下させるものであ

り、燃料の霧化向上は第2の先行技術と同様に期待できない。

本発明は、かかる点に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、高負荷領域においては高い充填効率を得ると共に、低負荷領域では良好な燃焼を得るために、吸気を冷却、加温制御する過給機付エンジンの吸気温度制御装置を提供することにある。

〔課題を解決するための手段〕

上記目的を達成するため、本発明は、エンジンのウォータジャケットと主ラジエータとの間に、上記エンジンを冷却する冷却水が循環するエンジン冷却水通路を連通形成すると共に、エンジン冷却水温度が所定温度より低い温度の時に上記主ラジエータをバイパスする第1切換弁とバイパス通路とを有し、上記エンジンの吸気通路に設けられたインタークーラと副ラジエータとの間に、上記エンジンに設けられた過給機からの過給空気を冷却する冷却水が循環する吸気冷却水通路を連通形成してなる過給機付エンジンにおいて、上記吸気

通路に、上記インタークーラと並列にインターヒータを配設し、上記エンジンの負荷が高負荷領域では上記インタークーラ上流側を、高負荷領域以外では上記インターヒータ上流側を、それぞれ上記吸気通路へ選択的に切換え連通する吸気切換弁を設け、上記エンジン冷却水通路の第1切換弁上流側に、エンジン冷却水温度が所定温度以上になった時に切換えられる第2切換弁を設け、上記インターヒータの冷却水流入口を、上記第2切換弁を介して上記エンジン冷却水通路へ連通形成すると共に、上記インターヒータの冷却水流出口を、上記エンジン冷却水通路の第1切換弁と第2切換弁との間の上記エンジン冷却水通路へ連通形成して構成したものである。

〔作 用〕

上記構成に基づき、エンジン負荷が低・中負荷領域では、吸気切換弁はインタークーラ側の吸気通路を閉じる。吸気はインターヒータ内を流れ、エンジンのウォータジャケットからの加温された冷却水により加温される。これによって吸気温度

が上昇し、燃料の着火が促進され、エンジンは良好な燃焼と共に安定した燃焼を行なう。

他方、高負荷領域では、吸気切換弁はインターヒータ側の吸気通路を閉じる。吸気はインタークーラ内を流れ、副ラジエータからの冷却水によって冷却される。これによって吸気温度が低下し、エンジンは高い充填効率が得られる。

〔実施例〕

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図において、符号1はエンジン、2はエンジン1の図示しないクランク軸によって駆動される水ポンプ、3は過給機であり、過給機3はハウジング4の圧縮機室4a内に設けられた圧縮機5aとタービン室4b内に設けられたタービン5bとが回転軸5cによって連結されている。そして圧縮機室4aは吸気通路6へ、タービン室4bは排気通路7へ連通している。

熱交換器9はインターヒータ10とインタークーラ11とから構成され、インターヒータ10とインタ

クーラ11の吸気流入側は分岐管12の通路12a、12bに連通し、分岐管12の分岐部12cには吸気切換弁13が設けられている。

吸気切換弁13は、吸気通路6からの吸気を通路12aまたは通路12bへ選択的に切換える第1アクチュエータ14に連結されており、第1アクチュエータ14が非通電とされた時に通路12bを閉じ、第1アクチュエータ14が通電とされた時に通路12aを閉じるように設定している。

また、インターヒータ10とインタークーラ11の吸気吐出口側は分岐集合管15の通路15a、15bに連通していて、インターヒータ10とインタークーラ11とは通路8に対して並列に配設されている。

エンジン1のウォータジャケット1aと主ラジエータ20の間には、水ポンプ2によって冷却水を循環するエンジン冷却水通路21が配設され、エンジン冷却水通路21は、ウォータジャケット1aの冷却水流出口1bと主ラジエータ20の冷却水流入側20aとは冷却水通路21aによって連通形成され、主ラジエータ20の冷却水流出口20bと水ポンプ2の

吸入側とは冷却水通路21bによって連通形成されている。

そして主ラジエータ20をバイパスするバイパス通路21cが、第2アクチュエータ22aによって動作する第1切換弁22を介して冷却水通路21aと21bとに連通形成されている。

第1切換弁22上流側の冷却水通路21aには、第3アクチュエータ23aによって動作する第2切換弁23が設けられ、インターヒータ10の冷却水流入側10aと第2切換弁23とは、冷却水通路21dによって連通形成され、インターヒータ10の冷却水流出口10bは、冷却水通路21eによって第1切換弁22と第2切換弁23との間の冷却水通路21aへ連通形成されている。

インタークーラ11の冷却系として、副ラジエータ24が設けられ、インタークーラ11と副ラジエータ24の間には、モータ25によって駆動される水ポンプ26によって冷却水を循環する吸気冷却水通路27が配設されている。また、副ラジエータ24の冷却水流出口24aとインタークーラ11の冷却水流

入口11aとは、冷却水通路27aによって連通形成され、インタークーラ11の冷却水流出口11bと副ラジエータ24の冷却水流入側24bとは、冷却水通路27bによって連通形成されている。そして冷却水通路27aには水ポンプ26が介設されている。

制御系として、マイクロコンピュータ等からなる制御ユニット30を有し、制御ユニット30には、エンジン1の負荷を判定するための過給圧センサ31、エンジン1の冷却水温度を検出するエンジン冷却水温度センサ32からの信号が入力される。

そして制御ユニット30からの出力信号は、吸気切換弁13の切換えを行なう第1アクチュエータ14、バイパス通路21cの切換えを行なう第1切換弁22の第2アクチュエータ22a、インターヒータ10への冷却水循環と循環停止とを切換える第2切換弁23の第3アクチュエータ23a、およびインタークーラ11への吸気冷却水循環用の水ポンプ26を駆動・停止するモータ25のモータスイッチへ出力する。

次いで、かかる構成の吸気温度制御の作動および手順を第2図(a)、(b)のフローチャートに基づ

いて述べる。

まず第2図(a)のフローチャートに基づいて、インターヒータ10とインタークーラ11との選択切換制御について述べる。

ステップS101にてエンジン1の負荷を判定するための過給圧 P_s を読み込み、ステップS102にて過給圧 P_s が設定過給圧 P_{ss} と比較され、過給圧 P_s が設定過給圧 P_{ss} 以上の時($P_s \geq P_{ss}$)には高負荷と判断し、ステップS103へ進む。

ステップS103にてモータ25のモータスイッチがオンとされ、ステップS104へ進む。

ステップS104にて吸気切換弁13の第1アクチュエータ14が通電とされ、これによりインタークーラ11が開、インターヒータ10が閉とされる。

また、ステップS102にて $P_s < P_{ss}$ と判断された時にはステップS105へ進み、ステップS105にてモータスイッチがオフとされ、ステップS106へ進む。

ステップS106にて第1アクチュエータ14が

非通電とされ、これによってインターヒータ10が開、インタークーラ11が閉とされる。

従って、エンジン1の負荷が高負荷領域にある時には、熱交換器9は吸気切換弁13が通路12aを閉じることによってインタークーラ11へ切換えられ、冷却水は水ポンプ26によって吸気冷却水通路27を介してインタークーラ11と副ラジエータ24との間を循環する。これによって、高負荷領域における高温の吸気(過給空気)がインタークーラ11にて冷却されるため、高い充填効率が得られる。

他方、高負荷領域以外では、熱交換器9は吸気切換弁13が通路12bを閉じることによってインターヒータ10へ切換えられ、水ポンプ26は停止し、インタークーラ11と副ラジエータ24との間の冷却水循環は停止する。

ついで第2図(b)のフローチャートに基づいて、エンジン冷却水の温度制御について述べる。

ステップS201にてエンジン冷却水温度 T_v を読み込み、ステップS202にてエンジン冷却水温度 T_v と第1所定温度 T_{vs1} とを比較し、エン

ジン1が暖機された否かを判定する。そしてエンジン冷却水温度 T_v が第1所定温度 T_{vs1} より低い($T_v < T_{vs1}$)時には、エンジン1は暖機中と判定してステップS203へ進む。

ステップS203では、第1切換弁22の第2アクチュエータ22aが非通電とされると共に、第2切換弁23の第3アクチュエータ23aも非通電とされる。

ステップS202にて $T_{vs1} \leq T_v$ と判定された時には、エンジン1が暖機完了と判断してステップS204へ進み、ステップS204にて第2所定温度 T_{vs2} と比較され、エンジン冷却水温度 T_v が $T_{vs1} \leq T_v < T_{vs2}$ の時にはステップS205へ進む。

ステップS205では、第1切換弁22の第2アクチュエータ22aが非通電とされ、第2切換弁23の第3アクチュエータ23aが通電とされる。

ステップS204にてエンジン冷却水温度 T_v が $T_{vs1} \leq T_v < T_{vs2}$ の範囲内には、ステップS206へ進む。

ステップS206では、第1切換弁22の第2アクチュエータ22aが通電とされ、第2切換弁23の第3アクチュエータ23aも通電とされる。

従って、エンジン1が暖機中($T_{vs1} > T_v$)にある時には、エンジン1のエンジン冷却水は第1図の太い実線で示す矢印のように循環する。

すなわち、水ポンプ2→ウォータジャケット1a→第2切換弁23→冷却水通路21a→第1切換弁22→バイパス通路21c→冷却水通路21b→水ポンプ2と循環する。

エンジン1が暖機された後、エンジン冷却水温度が T_v が第1、第2所定温度 T_{vs1} 、 T_{vs2} の間にある($T_{vs1} \leq T_v < T_{vs2}$)時には、第2切換弁23の第3アクチュエータ23aが通電され、第2切換弁23が冷却水通路21d側へ切換えられ、エンジン1のエンジン冷却水は第1図の点線で示す矢印のように循環する。

すなわち、水ポンプ2→ウォータジャケット1a→第2切換弁23→冷却水通路21d→インターヒータ10→冷却水通路21e→冷却水通路21a→バイパ

ス通路21c → 冷却水通路21b → 水ポンプ2 と循環する。

エンジン冷却水温度 T_v が第2所定温度より高い ($T_{vs2} \leq T_v$) 時には、第1切換弁22の第2アクチュエータ22a が通電され、第1切換弁22は主ラジエータ20側へ切換えられ、第2切換弁23の第3アクチュエータ23a が通電とされ、第2切換弁23は冷却水通路21d 側へ切換えられ、エンジン1のエンジン冷却水は第1図の細い実線で示す矢印のように循環する。

すなわち、水ポンプ2 → ウォータジャケット1a → 第2切換弁23 → 冷却水通路21d → インターヒータ10 → 冷却水通路21e → 冷却水通路21a → 第1切換弁22 → 主ラジエータ20 → 冷却水通路21b → 水ポンプ2 と循環し、エンジン冷却水温度 T_v が第2所定温度 T_{vs2} 以上になると、エンジン冷却水は主ラジエータ20によって冷却される。

このようにして、高負荷以外の領域では、吸気はインターヒータ10を介してエンジン1へ流入し、エンジン1の暖機後はエンジン冷却水温度 T_v が

第1所定温度 T_{vs1} 以上、第2所定温度 T_{vs2} より低いため、エンジン冷却水はインターヒータ10を循環する。

ついで吸気の加温および冷却を、第3図に基づいて述べる。

エンジン1が過給領域に入ると、吸気温度 T は過給圧 P_s が高くなるのに応じて実線で示すようにR点から上昇する。この場合、無過給領域のエンジン1が暖機中ではエンジン1の暖機を早期に行なうために、インターヒータ10へのエンジン冷却水循環は行なわない。

エンジン1の暖機が終了すると、すなわちエンジン冷却水温度 T_v が第1所定温度 T_{vs1} 以上になると、エンジン冷却水はインターヒータ10との間を循環し、第3図のP点から吸気はインターヒータ10で加温され、第3図の一点鎖線Aで示すように吸気温度 T は T_1 に加温される。この場合、インターヒータ10はエンジン冷却水の冷却を行なうことになる。

過給圧 P_s が設定過給圧 P_{ss} になると、第3図

のQ点で吸気は吸気切換弁13によってインターヒータ10からインタークーラ11側へ流入し、副ラジエータ24との間で冷却水循環が行なわれ、第3図のBで示す一点鎖線のように吸気温度 T は冷却される。

従って、高負荷領域以外では吸気はインターヒータ10にてエンジン冷却水により加温されるため、燃料の霧化が促進されて良好な燃焼が得られると共に、吸気体積が増大することによりエンジン1のポンプ損失は減少し、エンジン1の出力向上が得られる。

また、吸気体積が大となることによって吸気流速が大となるため、エンジン1の図示しないシリンダ内での乱流が促進されることにより燃焼が向上する。

高負荷領域では、吸気はインタークーラ11を流れて冷却され、これによって吸気密度が大となるため、高負荷領域での充填効率が大きくなり、エンジン1の出力トルクは向上する。

〔発明の効果〕

以上説明したように、本発明によれば、吸気通路に、インタークーラと並列にインターヒータを配設し、エンジンの負荷が高負荷領域ではインタークーラ上流側を、高負荷領域以外ではインターヒータ上流側を、それぞれ吸気通路へ選択的に切換え連通する吸気切換弁を設けたので、高負荷領域では吸気がインタークーラによって冷却されるため、充填効率が大きくなり、エンジンの出力トルクが向上する。

さらに、エンジン冷却水通路の第1切換弁上流側に、エンジン冷却水温度が所定温度以上になった時に切換えられる第2切換弁を設け、インターヒータの冷却水流入口を、第2切換弁を介してエンジン冷却水通路へ連通形成すると共に、インターヒータの冷却水流出口を、エンジン冷却水通路の第1切換弁と第2切換弁との間のエンジン冷却水通路へ連通形成したので、エンジン暖機後からエンジン冷却水はインターヒータとの間で循環し、吸気がインターヒータを流れて加温されるため、燃料の霧化が促進されて良好な燃焼が得られる。

また、吸気体積が増大するため、エンジンのポンプ損失が減少してエンジンの出力向上が図られると共に吸気流速が大となり、エンジンのシリンダ内での乱流が促進されて燃焼が向上する。

第 3 図

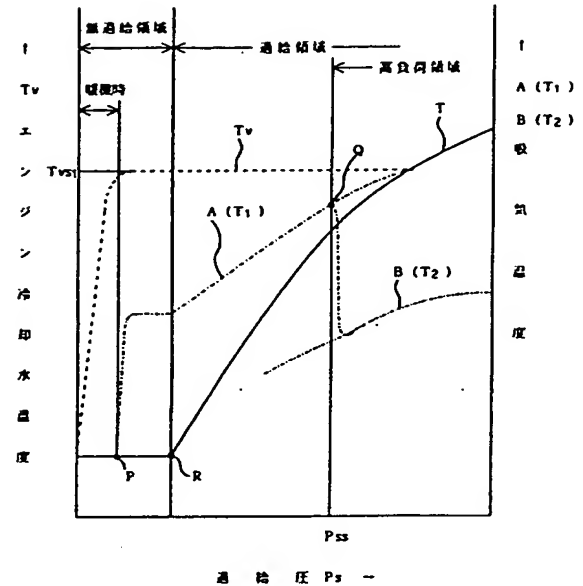
4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の全体概略構成図、

第2図(a)、(b)は制御手順のフローチャート、

第3図は過給圧に対する吸気温度およびエンジン冷却水温度との関係を示す図である。

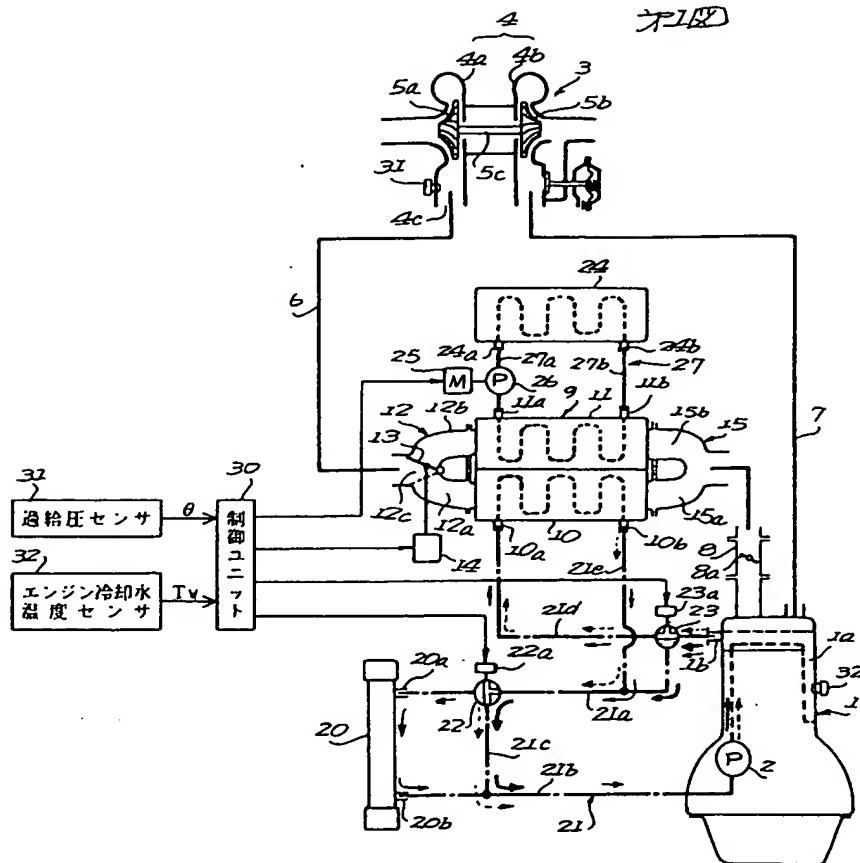
1…エンジン、3…過給機、6…吸気通路、10…インターヒータ、10a…冷却水流入入口、10b…冷却水流出口、11…インタークーラ、13…吸気切換弁、20…主ラジエータ、21…エンジン冷却水通路、22…第1切換弁、23…第2切換弁、24…副ラジエータ、27…吸気冷却水通路。



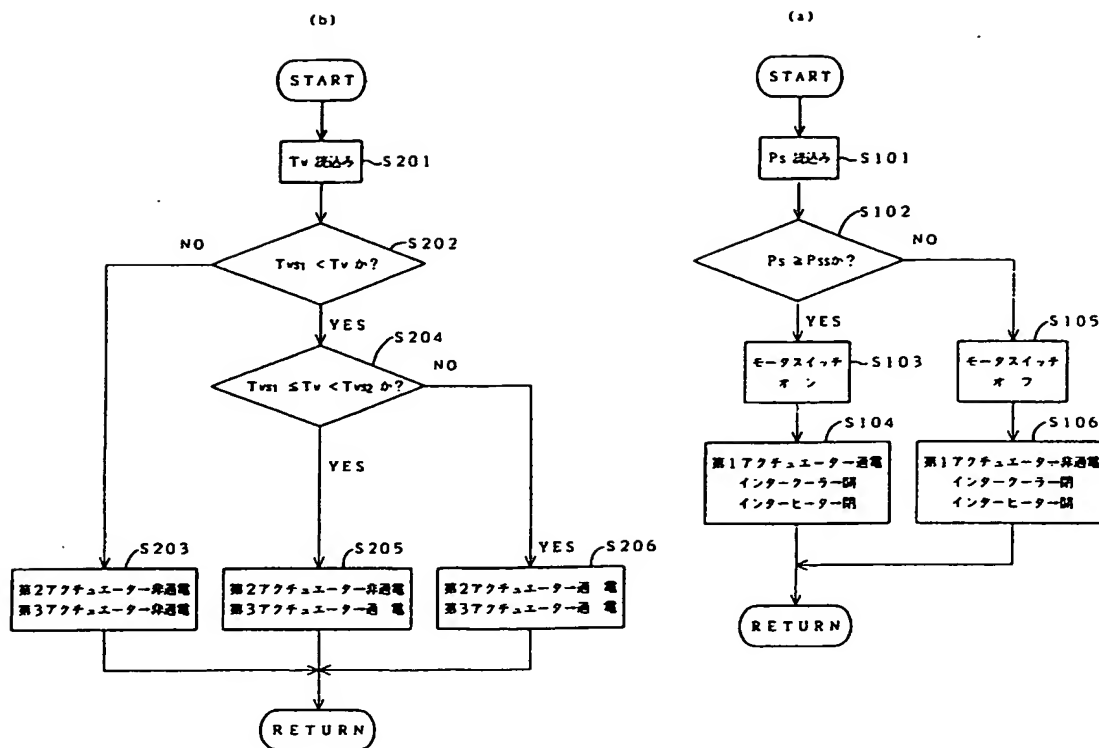
特許出願人 富士重工業株式会社

代理人 弁理士 小橋 信 淳

同 弁理士 小 倉 亘



第 2 図



PAT-NO: JP404060116A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04060116 A

TITLE: CONTROL DEVICE FOR INTAKE TEMPERATURE OF ENGINE WITH
SUPERCHARGER

PUBN-DATE: February 26, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ANDO, SHIGERU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

FUJI HEAVY IND LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP02173575

APPL-DATE: June 29, 1990

INT-CL (IPC): F02B029/04, F01P007/16 , F02M031/04 , F02M031/10

US-CL-CURRENT: 60/599

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain high charging efficiency by closing an intake passage on an intercooler side by means of an intake selector valve, increasing an intake temperature, and promoting atomization of fuel in the low and medium load range of an engine, while, closing the intake passage on an interheater side to decrease the intake air temperature in the high load range of the engine.

CONSTITUTION: An interheater 10 is provided in parallel with an intercooler 11 in the intake passage 6 of an engine 1 provided with a supercharger 3. And the upper stream side from the intercooler in a high load range and the upper stream side from the interheater 10 except in the high load range are selectively switched to by an intake selector valve 13 to the intake passage 6, respectively to keep communication thereto. On the other hand, a second selector valve 23 which can be switched when a cooling water temperature of an engine becomes a preset temperature or more is provided on the upper stream side from a first selector valve 22 in the cooling water passage 21 of the engine. Thereby, the cooling water flow inlet port 10a of the interheater 10

communicates with the cooling water passage 21 of the engine by way of the second selector valve 23. Similarly, the cooling water flow inlet port 10a communicates with into the cooling water passage 21a of the engine between the above-mentioned selector valves 22 and 23.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio